

Transport engineering and management Transporto inžinerija ir vadyba

LENGVŪJŲ AUTOMOBILIŲ PASYVIŲ IR PUSIAU AKTYVIŲ PAKABŲ TYRIMAS

Vytenis SURBLYS*, Edgar SOKOLOVSKIJ

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

Gauta 2018 m. spalio 10 d.; priimta 2018 m. spalio 24 d.

Santrauka. Šiame darbe analizuojamos lengvųjų automobilių pakabos priklausomai nuo amortizatoriaus tipo. Pateikiamos tipinės sudedamosios pakabos dalys ir pusiau aktyvios pakabos, veikiančios „Skyhook“ valdymo principu. Pateikiama literatūros apžvalga, taip pat atliekamas pasyvios ir pusiau aktyvios pakabos tyrimas. Atliekamas ketvirčio automobilio modeliavimas „Matlab/Simulink“ programiniu paketu. Analizuojami amortizuotos ir neamortizuotos masių poslinkiai ir pakabos eigos greičiai, modeliui judant per nelygumą su skirtingomis pakabomis.

Reikšminiai žodžiai: pasyvi pakaba, pusiau aktyvi pakaba, „Skyhook“ valdymo principas, slopinimo elementas, standumo elementas, ketvirčio automobilio modelis, modeliavimas.

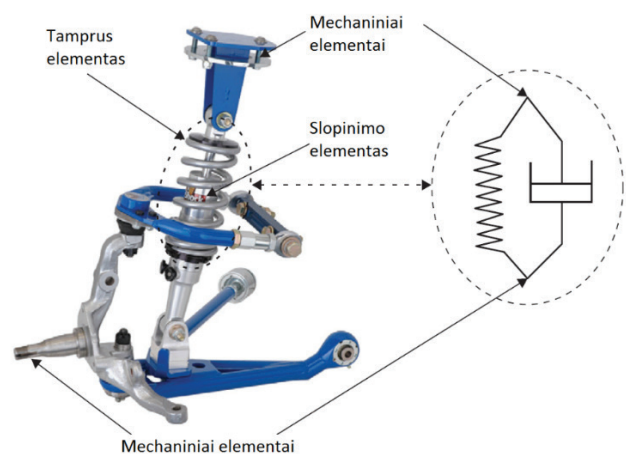
Įvadas

Automobilio pakabos paskirtis – išlaikyti visą statinį transporto priemonės svorį, padidinti sukibimą tarp rato padangos ir kelio paviršiaus, garantuoti ratų pasukamumą (sumažinti kėbulo pasvirimą), užtikrinti keleivių komfortą. Klasikinėje automobilių pakaboje dažniausiai naudojami trys elementai (1 paveikslas) (Savaresi, Pousset-Vassal, Spelta, Sename ir Dugard, 2010):

- tamprus elementas – dažniausiai cilindrinė spyruoklė, kuri priešinasi pakabos suspaudimui ir pailgėjimui. Šiam elementui tenka visa statinė apkrova;
- slopinimo elementas – dažniausiai naudojamas hidraulinis amortizatorius, kuris grąžina disipacinę jėgą, proporcingą ir priešingą pakabos pailgėjimo greičiui. Šis elementas grąžina nedidelę jėgą į pusiausvyros būseną, bet yra labai svarbus pakabos dinamikoje;
- mechaniniai elementai, kurie sujungia neamortizuotus pakabos elementus su amortizuotais elementais (automobilio kėbulas).

Klasikinėje pakaboje naudojami pasyvieji slopinimo elementai. Pasyvi pakaba negali keisti slopinimo ir standumo koeficientų judant automobiliui, todėl slopinimo elementams nėra naudojamas papildomas energijos šaltinis. Šis pakabos tipas yra paprastos konstrukcijos, jai pagaminti reikalingos mažos gamybos sąnaudos. Tokia

pakaba dažniausiai montuojama lengvuosiuose automobiliuose. Kadangi pasyvi pakaba negali keisti standumo ir slopinimo, ji gali užtikrinti nustatytas darbinės sąlygas pasiekiant optimalų slopinimą. Automobiliui judant skirtingomis dangomis, slopinimas išlieka toks pat, o tai neužtikrina didelio važiavimo komforto, valdymo ir stabilumo (Fateh ir Alavi, 2009).



1 paveikslas. Klasikinė pakabos sistema (Savaresi et al., 2010)
Figure 1. Classical suspension system (Savaresi et al., 2010)

*Autorius susirašinėti. El. paštas vytenis.surblys@vgtu.lt

Pagrindinis šio tyrimo tikslas – palyginti pasyvios ir pusiau aktyvios pakabos slopinimo charakteristikas. Straipsnyje taip pat analizuojamos pasyvios ir pusiau aktyvios pakabos ir jų valdymo principai, atliekamas pasyvios ir pusiau aktyvios pakabos, veikiančios „Skyhook“ valdymo principu, matematinis modeliavimas, lyginami amortizuotų ir neamortizuotų masių poslinkiai ir pakabų eigos greičiai.

1. Literatūros apžvalga

Pusiau aktyvios pakabos ypatybė, kad slopinimo elementas prireikus gali keisti savo charakteristiką. Iš esmės pusiau aktyvios pakabos sistema yra pranašesnė už aktyvią pakabą dėl universalumo, prisitaikymo, didesnio naudingumo koeficiento (Liu, Waters ir Brennan, 2005).

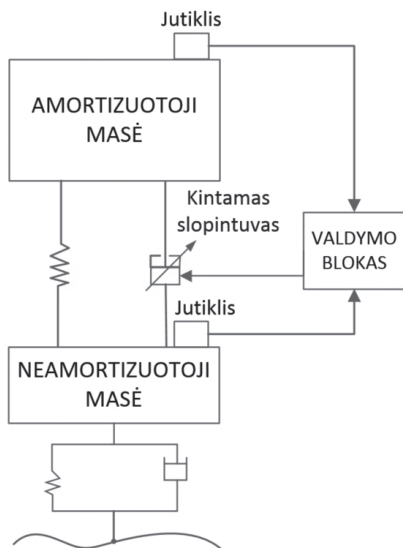
Pusiau aktyvi pakaba dažniausiai valdoma „Skyhook“ (angl. užsikabinęs už dangaus) principu. Toks pakabos tipas ir jos valdymo konceptas sukurtas 1970 m. (Crosby ir Karnopp, 1973). Pusiau aktyvi pakaba buvo sukurta kaip brangios, daug energijos naudojančios aktyvios pakabos alternatyva (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita ir Giuclea, 2008). Spyruoklės standumą pakeisti sudėtinga, todėl pusiau aktyvioje pakaboje tik reguliuojamas slopinimo elementas, o standumo elementas naudojamas kaip ir pasyvioje sistemoje – cilindrinė spyruoklė.

Literatūroje labai plačiai nagrinėjama pusiau aktyvi pakaba. Tyrimų sritys pasiskirsčiusios į dvi pagrindines grupes:

- slopinimo elemento charakteristikos;
- pusiau aktyvios pakabos valdymas.

Šias pusiau aktyvios pakabos grupes tyrinėja daug pasaulio mokslininkų (Savaresi ir Spelta, 2009; Savaresi et al., 2010; Pei, Na, Huang, Gao ir Wu, 2016; T. R. M. Rao, G. V. Rao, S. Rao ir Purushottam, 2010; Krauze ir Kasprzyk, 2016; Suzuki ir Takahashi, 2012; Aly ir Salem, 2013; Pepe ir Carcaterra, 2016; Ślaski, 2011; Dąbrowski ir Ślaski, 2016).

Pusiau aktyvios pakabos schema pavaizduota 2 paveiksle.



2 paveikslas. Pusiau aktyvios pakabos schema (Wong, 2008)
Figure 2. Semi-active suspension scheme (Wong, 2008)

Slopinimo jėga pusiau aktyvios pakabos amortizatoriuose keičiama dviem būdais: didinant arba mažinant skysčio pratekėjimo angą, esančią amortizatoriuje; keičiant skysčio tekėjimo pasipriešinimą (Wong, 2008). Pusiau aktyvioje sistemoje naudojami du pagreičio jutikliai: pirmasis pritvirtintas prie neamortizuotos masės (dažniausiai prie rato stebulės arba prie pačio amortizatoriaus), ant-rasis įrengiamas amortizuotoje masėje, t. y. automobilio kėbule. Kiekvienam automobilio ratui montuojami atskiri pagreičio jutikliai, bet kartais kėbulo pagreičio jutiklis naudojamas vienas dviem galiniams ratams (ZF Friedrichshafen AG., 2011). Taip pat tyrinėjama ir vieno pagreičio jutiklio sistema (Savaresi ir Spelta, 2009). Pagal gautus parametrus valdymo blokas apdoroja duomenis ir siunčia signalą į amortizatorių.

Pasaulyje taikomi keturi pusiau aktyvios pakabos valdymo principai, pagrįsti „Skyhook“ ir balansavimo principu (Liu et al., 2005):

- 1) nepertraukiamas „Skyhook“ principas;
- 2) „įjungta–išjungta“ „Skyhook“ principas;
- 3) „įjungta–išjungta“ balansavimo principas;
- 4) nepertraukiamas balansavimo principas.

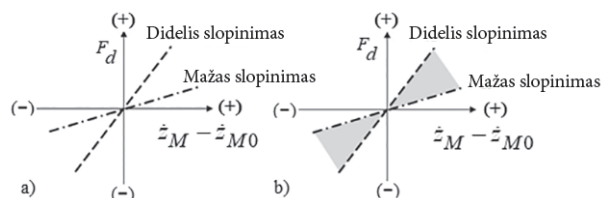
Nepertraukiamas ir „įjungta–išjungta“ principai skiriasi tuo, kad slopinimas keičiamas nuolat ir įvairiomis charakteristikomis, kai taikomas nepertraukiamas principas, o „įjungta–išjungta“ – slopinimas įjungiamas arba išjungiamas, kai valdymo blokas siunčia signalą į slopinimo elementus. Šių principų charakteristikos pavaizduotos 3 paveiksle.

Grafikuose pateiktos slopinimo jėgos priklausomybės nuo amortizuotos ir neamortizuotos masių santykinio greičio. „Įjungta–išjungta“ (a) režimu slopinimas galimas dviejų dydžių – didelis arba mažas, o „nepertraukiamo“ (b) režimo – slopinimas nuolat kinta. Galimas kitimas pavaizduotas pilku plotu.

Nepertraukiamas „Skyhook“ valdymo principas apibūdinamas vieno laisvės laipsnio sistema, kai slopinimo jėga apskaičiuojama pagal formulę:

$$F_{sky} = c_{sky} \dot{z}_M, \quad (1)$$

čia F_{sky} – „Skyhook“ principu veikiančio amortizatoriaus slopinimo jėga; \dot{z}_M – amortizuotos masės greitis; c_{sky} – „Skyhook“ amortizatoriaus slopinimo koeficientas. Siekiama atkartoti reikiamą slopinimo jėgą su amortizatoriais, pritvirtintais tarp automobilio amortizuotos ir neamortizuotos masių. Kadangi pasyvūs amortizatoriai



3 paveikslas. Pusiau aktyvios pakabos (a) principas „įjungta–išjungta“; (b) nepertraukiamas valdymo principai (Liu et al., 2005)
Figure 3. Semi-active suspension (a) „On-Off“; (b) Continuous control (Liu et al., 2005)

gali tik absorbuoti vibracijos energiją, tai pusiau aktyvių amortizatorių slopinimo jėga F_{sa} ir amortizuotos–neamortizuotos masių greičių skirtumas $\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}$ turi atitikti sąlygą:

$$F_{sa}(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0. \quad (2)$$

Norima jėga yra $c_{sky}\dot{z}_M$, bet pusiau aktyvūs amortizatoriai gali generuoti šią jėgą, tik kai \dot{z}_M ir $\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}$ yra to paties ženklo. Kai \dot{z}_M ir $\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}$ yra priešingų ženklų, pusiau aktyvūs amortizatoriai gali sukurti jėgą, priešingą norimai. Tokiu atveju geriau visai nesukurti slopinimo jėgos. Taigi nepertraukiamo pusiau aktyvaus „Skyhook“ principu veikiančio amortizatoriaus algoritmas aprašomas šia sąlyga:

$$F_{sa} = \begin{cases} c_{sky}\dot{z}_M, & \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ 0, & \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (3)$$

Perjungiant slopinimą, vadovaujamosi sandauga $\dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0})$, kuri vadinama sąlygos funkcija. Kai slopinimas įjungtas, slopinimo jėga aprašoma taip:

$$F_{sa} = c_{sa}(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}), \quad (4)$$

čia c_{sa} – pusiau aktyvaus amortizatoriaus slopinimo koeficientas. Šio koeficiento reikšmė gaunama iš formulių:

$$c_{sa} = \begin{cases} \frac{c_{sky}\dot{z}_M}{(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0})}, & \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ 0, & \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (5)$$

Iš sąlygos matyti, kai santykinis greitis yra labai mažas, reikiamas slopinimo koeficientas padidėja ir artėja prie begalybės. Tačiau pusiau aktyvius amortizatorius riboja fizikiniai dėsniai, todėl reikia numatyti slopinimo koeficientų maksimalias c_{max} ir minimalias c_{min} reikšmes:

$$c_{sa} = \begin{cases} \max \left[c_{min}, \min \left[\frac{c_{sky}\dot{z}_M}{(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0})}, c_{max} \right] \right] \\ c_{min}. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases}$$

„Įjungta–išjungta“ „Skyhook“ (Shamsi ir Choupani, 2008; Liu et al., 2005) valdymo principas labai panašus į prieš tai aprašyta principą. Tai iš esmės yra supaprastintas nepertraukiamas valdymo principas. Tokios sistemos amortizatorius veikia kaip pasyvus elementas per dalį vibracijos slopinimo. „Įjungta–išjungta“ valdymo slopinimo jėga apskaičiuojama pagal sąlygą:

$$F_{sa} = \begin{cases} c_{on}(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}), \\ 0, \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases}$$

čia c_{on} – slopinimo koeficientas, kai amortizatorius yra įjungtas. Praktiškai nulinis slopinimo koeficientas negalimas, kai amortizatorius yra išjungtas. Tada slopinimo koeficientas apskaičiuojamas pagal sąlygą:

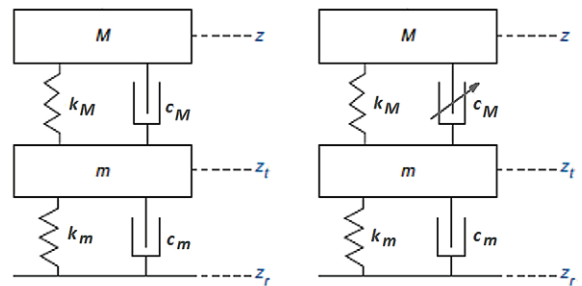
$$c_{sa} = \begin{cases} c_{max}, & \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ c_{min}, & \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (8)$$

čia c_{max} – slopinimo koeficiento maksimalios reikšmės; c_{min} – minimalios reikšmės.

Tokiuose amortizatoriuose c_{max} slopinimas turi būti kuo didesnis, o c_{min} – kuo mažesnis.

2. Pakabų matematinis modeliavimas

Matematinis modeliavimas atliktas naudojant ketvirčio automobilio dinaminį modelį (4 paveikslas). Šiame modelyje nedeformuojamos masės atitinka elementus, kurie sudaro ratą, pakabos elementus ir kitas važiuoklės dalis, sąveikaujančias su keliu. Taip pat bendru atveju nagrinėjamas poslinkis žymi rato centrą.



4 paveikslas. Pasyvios (kairėje) ir pusiau aktyvios (dešinėje) pakabos ketvirčio modeliai

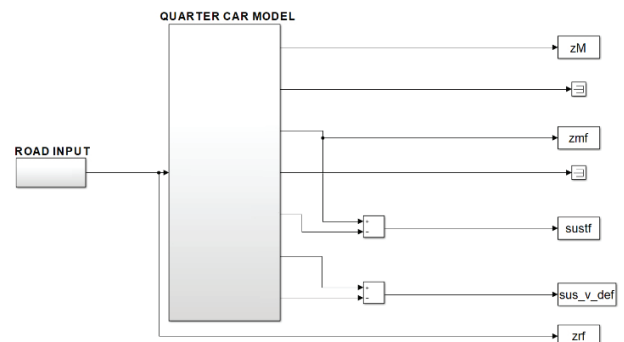
Figure 4. Passive (left) and semi-active (right) suspension quarter-car models

Bendrais bruožais pasyvus ketvirčio modelis apibūrinamas šiomis lygtimis:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = -k_M(z - z_t) - c_M(\dot{z} - \dot{z}_t), \\ m\ddot{z}_t = k_M(z - z_t) + c_M(\dot{z} - \dot{z}_t) - k_t(z_t - z_r) - c_t(\dot{z}_t - \dot{z}_r). \end{cases} \quad (9)$$

čia k_M ir c_M – pakabos standumo ir slopinimo koeficientai; k_t ir c_t – padangos standumo ir slopinimo koeficientai; M ir m – ketvirčio automobilio ir rato masės; z ir z_t – vertikalūs kėbulo ir rato poslinkiai; z_r – kelio vertikalūs poslinkiai.

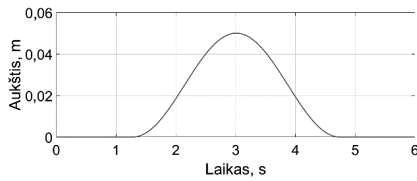
Pakabų matematinis modeliavimas atliktas programa „Matlab/Simulink“. 5 paveiksle pavaizduotas ketvirčio automobilio matematinis modelis programos aplinkoje.



5 paveikslas. Ketvirčio automobilio modelis „Matlab/Simulink“ aplinkoje

Figure 5. Quarter-car model in Matlab/Simulink

Modelyje naudojamas kelio nelygumas – 5 cm greičio mažinimo kalnelis (6 paveikslas).



6 paveikslas. Kelio nelygumas – greičio mažinimo kalnelis
Figure 6. Road irregularity – speed lowering bump

Kliūtis forma aprašyta formule:

$$z_r = \frac{H}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{t}{dt} \right) \right), \quad (10)$$

čia

$$dt = \frac{L}{v} \quad (11)$$

H – kliūtis aukštis; L – kliūtis ilgis.

Kliūtis forma atitinka dažniausiai naudojamo greičio mažinimo kalnelio parametrus. Kliūtis ilgis susietas su važiavimo greičiu (12 formulė). Kuo modelis juda didesniu greičiu, tuo kliūtis ilgis trumpėja.

$$t = \frac{L}{v}, \quad (12)$$

čia – ketvirčio automobilio modelio važiavimo greitis.

Siekiant, kad modelis kuo tiksliau atspindėtų realaus automobilio parametrus, buvo pasirinktas „Opel Astra“ prototipas. Duomenys, naudoti matematiniam modeliavimui, pateikti 1 lentelėje. Šie duomenys paimti iš programinės įrangos „PC Crash 8.1“, skirtos eismo įvykiams tirti.

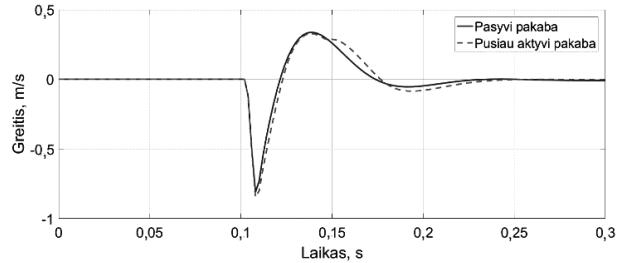
1 lentelė. Matematinio modeliavimo duomenys
Table 1. Mathematical modeling data

Rodiklis	Aprašymas	Reikšmė
M	Amortizuota masė	337
m	Neamortizuota masė	40 kg
k_t	Padangos standumo koeficientas	182000 N/m
c_t	Padangos slopinimo koeficientas	200 N·s/m
k_M	Pakabos standumo koeficientas	22000 N/m
c_M	Pakabos slopinimo koeficientas	2479 N·s/m
$c_{M \min}$	Pusiau aktyvios pakabos minimalus slopinimo koeficientas	1653 N·s/m
$c_{M \max}$	Pusiau aktyvios pakabos maksimalus slopinimo koeficientas	3306 N·s/m

3. Rezultatai ir jų analizė

Toliau pateikti simuliacijos rezultatai. Simuliacija buvo atliekama pasyvia pakaba turinčiu modeliu ir pusiau aktyvia, veikiančiu „Skyhook“ „Įjungta–išjungta“ (aprašyta 8 formule) valdymo principu. Bandymų metu automobilio ketvirčio modeliai judėjo nuolatiniu 10 m/s greičiu.

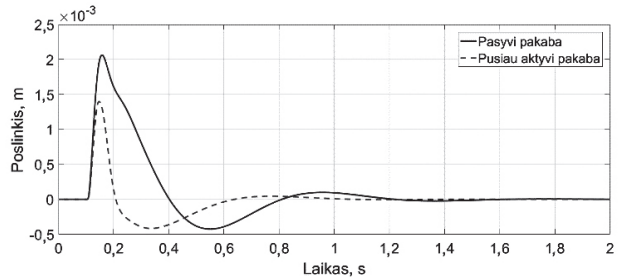
Simuliacija užtruko 2 s, kai po 0,1 s ketvirčio modelis užvažiuoja ant kliūtis. 7 paveiksle pavaizduotas pakabos eigos greitis, kuris nedaug skiriasi modeliuose su pasyvia ir pusiau aktyvia pakaba. Pakabos eigos greitis yra didesnis modeliui su pusiau aktyvia pakaba. Pokytis pasireiškia, kai ratas nuvažiuoja nuo kliūtis.



7 paveikslas. Pakabų eigos greičiai, kai automobilis juda 10 m/s greičiu

Figure 7. Suspension deflection rates when vehicle velocity is 10 m/s

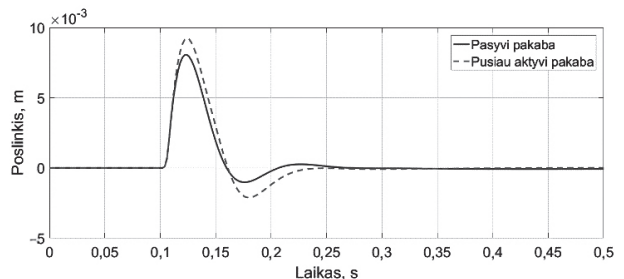
Amortizuotos masės, arba automobilio kėbulo, poslinkis (8 paveikslas), esant pasyviai pakabai, yra didesnis ir svyravimai trunka ilgiau, palyginti su pusiau aktyvia pakaba. Tai reiškia, kad automobilis su pusiau aktyvia pakaba tolygiau važiuoja per kelio nelygumus. Amortizuotos masės svyravimas trunka apytiksliai 50 % trumpiau.



8 paveikslas. Amortizuotų masių poslinkiai, kai modelis juda 10 m/s greičiu

Figure 8. Sprung masses displacements when vehicle velocity is 10 m/s

Taip pat pakabos tipas turi įtakos ir rato sąveikai su keliu. Neamortizuotos masės poslinkis su pasyvia pakaba yra mažesnis nei su pusiau aktyvia pakaba. Tai galima būtų paaiškinti „Skyhook“ valdymo principu, nes būtent šis valdymo principas yra orientuotas į mažesnius amortizuotos masės svyravimus.



9 paveikslas. Neamortizuotų masių poslinkiai, kai modelis juda 10 m/s greičiu

Figure 9. Unsprung masses displacements when vehicle velocity is 10 m/s

Iš atlikto kompiuterinio modeliavimo rezultatų galima teigti, kad pusiau aktyvi pakaba, veikianti „Skyhook“ valdymo principu, turi teigiamų savybių amortizuotai masei – vairuotojas ir keleiviai turėtų jausti didesnę komfortą, važiuodami per nelygumus, tačiau neamortizuotai masei geresnių savybių turi pasyvi pakaba arba kiti pusiau aktyvios pakabos valdymo principai.

Išvados

Išanalizavus pasyvią ir pusiau aktyvią pakabą ir atlikus tyrimą, nustatyta, kad:

- pusiau aktyvi pakaba su „Skyhook“ valdymo principu turi teigiamų savybių amortizuotai masei (automobilio kėbului) lyginant su pasyvia pakaba – amortizuotos masės poslinkis yra mažesnis;
- modelyje su pusiau aktyvia pakaba amortizuotos masės svyravimų amplitudė trunka apie 50 % trumpiau nei modelyje su pasyvia pakaba, kai automobilis juda 10 m/s greičiu;
- pusiau aktyvios pakabos trūkumai pasireiškia esant neamortizuotai masei, kai tomis pačiomis sąlygomis svyravimai turi didesnę amplitudę, tačiau svyravimų trukmė yra labai panaši;
- pakabos eigos greitis yra labai panašus automobiliui judant per kelio nelygumą, nedidelis skirtumas atsiranda neamortizuotai masei nuvažiuojant nuo kliūties.

Literatūra

- Aly, A. A., & Salem, F. A. (2013). Vehicle suspension systems control: a review. *International Journal of Control Automation and Systems*, 2(2), 46-54.
- Crosby, M. J., & Karnopp, D. C. (1973). The active damper – a new concept for shock and vibration control. *The Shock Vibration Bulletin*, 43, 119-133.
- Dąbrowski, K., & Ślaski, G. (2016). Method and algorithm of automatic estimation of road surface type for variable damping control. *Scientific Conference on Automotive Vehicles and Combustion Engine* (pp. 1-10).
- Fateh, M. M., & Alavi, S. S. (2009). Impedance control of an active suspension system. *Mechatronics*, 19(1), 134-140. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2008.05.005>
- Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G., & Giuclea, M. (2008). *Semi-active suspension control* (302 p.). Springer-Verlag London Limited.
- Krauze, P., & Kasprzyk, J. (2016). Comparison of linear and non-linear feedback control for a half-car model with MR dampers. *21st International Conference and Models in Automation and Robotics (MMAR)* (pp. 965-970). <https://doi.org/10.1109/MMAR.2016.7575268>
- Liu, Y., Waters, T. P., & Brennan, M. J. (2005). A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances. *Journal of Sound and Vibration*, 280, 21-39. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.11.048>
- Pei, Q., Na, J., Huang, Y., Gao, G., & Wu, X. (2016). Adaptive estimation and control of MR damper for semi-active suspension systems. *35th Chinese Control Conference* (pp. 3111-3116).
- Pepe, G., & Carcaterra, A. (2016). VFC – Variational feedback controller and its application to semi-active suspensions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 76-77, 72-92. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.01.002>
- Rao, T. R. M., Rao, G. V., Rao, S., & Purushottam, A. (2010). Analysis of passive and semi active controlled suspension systems for ride comfort in an omnibus passing over a speed bump. *International Journal of Research & Reviews in Applied Sciences*, 5(1), 7-17.
- Savarese, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., & Dugard, L. (2010). *Semi-active suspension control design for vehicles* (206 p.). Boston: Butterworth-Heinemann/Elsevier.
- Savarese, S. M., & Spelta, C. (2009). A single-sensor control strategy for semi-active suspensions. *IEEE Transactions on control systems technology*, 17(1), 143-152. <https://doi.org/10.1109/TCST.2008.906313>
- Shamsi, A., & Choupani, N. (2008). Continuous and discontinuous shock absorber control through Skyhook strategy in semi-active suspension system (4DOF Model). *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 2(5), 697-701.
- Ślaski, G. (2011). The influence of adaptive damping level on vehicle vibration comfort–passenger car experimental tests results. *The 7th International Conference “Transbaltica 2011”* (pp. 200-205).
- Suzuki, T., & Takahashi, M. (2012). Semi-active suspension control considering lateral vehicle dynamics due to road input. *New Advances in Vehicular Technology and Automotive Engineering* (pp. 359-376). <https://doi.org/10.5772/45789>
- Wong, J. Y. (2008). *Theory of ground vehicles* (560 p.). John Wiley & Sons.
- ZF Friedrichshafen AG. (2011). *CDC – Continuous Damping Control for greater safety and comfort*. Retrieved from <http://www.zf.com>

THE RESEARCH OF PASSENGER CAR PASSIVE AND SEMI-ACTIVE SUSPENSION

V. Surblys, E. Sokolovskij

Abstract

In this article passenger car suspensions are analyzed, depending on the type of shock absorber. Introduced typical suspension components and semi-active suspension control called “Skyhook”. An overview of the literature is provided also presented the research of passive and semi-active suspension. A quarter-car model simulation has been performed using *Matlab/Simulink* software package. In results are analyzed sprung and unsprung masses displacements and suspension deflection rates when vehicle are moving over speed lowering bump.

Keywords: passive suspension, semi-active suspension, “Skyhook” control, damper, stiffener, quarter car model, simulation.